

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh kompresorové stanice pro technologii SNCR

Project of Compressor Set for SNCR Technology

Student:

Jiří Wantulok

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Tomáš Blejchař, Ph.D.

Ostrava 2010

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Wantulok**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení**  
Téma: **Návrh kompresorové stanice pro technologii SNCR  
Project of Compressor Set for SNCR Technology**

### Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte kompresor, případně kompresory pro technologii SNCR. Maximální spotřeba vzduchu bude  $Q_N = 2000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Minimální tlak pro bezproblémový chod technologie je  $0.5 \text{ MPa}$ .
2. Proveďte energetickou a provozní rozvahu, která bude srovnávat varianty kompresorové stanice s jedním velkým kompresorem, a nebo s dvěma či třemi menšími. Dodávku vzduchu je nutné 100% zálohovat.
3. Navrhněte všechny nezbytné základní části obvodu: redukční ventily, kompresor, vzdušník, hadice, atd. Porovnejte jednotlivé varianty s ohledem na cenovou náročnost, technologii provozu, bezpečnost/stálost dodávky vzduchu, atd.
4. Pro jednotlivé varianty stanovte zastavěnou plochu, tj. velikost místnosti do které by bylo možné umístit kompresorovou stanici.
5. Vypracujte základní schéma kompresorové stanice (min. schéma obvodu).

### Seznam doporučené odborné literatury:

1. KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy. Díl I, Pneumatické prvky a systémy*. VŠB-TU Ostrava, 1996. 265 s. ISBN 80-7078-306-0.
2. LIŠKA, A.; NOVÁK, P. *Technika stlačeného vzduchu*. Praha: ČVUT, 1999. 361 s. 1. vydání. ISBN 80-01-01947-0
3. KAMINSKÝ, J; KOLARČÍK, K; PUMPRLA, O. *Kompresory* VŠB-TU Ostrava, 2004. 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
4. CHLUMSKÝ, V. *Kompresorové stanice*. Vydavatelství ČVUT, 1978, 92 s. 1978.
5. PAVLOK, B; KOPÁČEK, J. *Tekutinné mechanismy*. VŠB-TU Ostrava, 1997. 151 s. ISBN 80-7078-238-2.

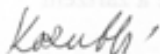
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Blejchař, Ph.D.**

Konzultant bakalářské práce: **Bc. Jiří Pecháček**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

#### Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literatury.

V Ostravě.....

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

Jsem byl seznámen, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst.3).

Souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

Bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jiří Wantulok

Adresa trvalého pobytu autora práce: Staré Město 730  
739 61 Třinec

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

WANTULOK, J. *Návrh kompresorové stanice pro technologii SNCR: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2010, 48 s. Vedoucí práce: Blejchař, T.

Bakalářská práce se zabývá návrhem kompresorové stanice pro technologii NSCR. V první části práce je popsána výroba stlačeného vzduchu. Na základě řešení, které srovnává varianty kompresorových stanic, je zvolena varianta se dvěma hlavními kompresory a jedním záložním kompresorem. Ve zbývajících částech práce jsou navrženy všechny základní části obvodu včetně jejich specifikace. V závěru práce je stanovena velikost zastavěných ploch jednotlivých variant kompresorových stanic a dále jsou zobrazena tři schémata obvodu kompresorové stanice.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

WANTULOK, J. *Project of Compressor Set for SNCR Technology: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2010, 48 p. Thesis head: Blejchař, T.

This Bachelor Thesis is dealing with proposal of Compressor Set for SNCR Technology. In the first part of the Thesis describes of production pressure air. Based on solution that compare variations of compressor set is selected variety with two main compressors and one compressor standby. In the remaining part Thesis are proposed all main parts perimeter cum their specifications. In the Thesis conclusion is assessed size of built-up area single variations of compressor set and next are displayed three schemas perimeter of compressor set.

## Obsah:

Seznam použitých veličin a jednotek.....	8
Úvod.....	9
1    Výroba stlačeného vzduchu .....	10
2    Kompresory .....	11
2.1    Pístové kompresory .....	11
2.2    Rotační kompresory .....	12
2.3    Výběr kompresoru.....	14
3    Provozní a energetická rozvaha .....	19
4    Návrh základních části obvodu .....	22
4.1    Zpětná klapka .....	22
4.2    Vzdušníky .....	23
4.2.1    Výpočet objemu vzdušníku .....	23
4.3    Pojistný ventil.....	25
4.4    Vypouštěcí kohouty kondenzátu .....	26
4.5    Uzavírací kohout kompresoru .....	27
4.6    Uzavírací klapka.....	27
4.7    Kontrolní manometr .....	28
4.7.1    Příslušenství k manometru.....	29
4.8    Odvětrávací armatura .....	30
4.9    Teploměr .....	30
4.10    Redukční ventil.....	30
4.11    Filtry .....	31
4.12    Odlučovače kondenzátu.....	33
4.13    Separátor olej – voda .....	34
4.14    Příruba .....	34
4.15    Potrubí .....	35
5    Cenová náročnost, technologie provozu, bezpečnost a stálost dodávky vzduchu.....	39
5.1    Cenová náročnost .....	39
5.2    Technologie provozu.....	39
5.3    Bezpečnost a stálost dodávky vzduchu .....	40
6    Zastavěná plocha.....	41
7    Schéma kompresorové stanice.....	43
8    Závěr .....	44
9    Seznam použité literatury .....	45
10   Seznam příloh .....	48

## Seznam použitých veličin a jednotek

Značka:	Název:	Rozměr:
$D$	průměr	$m$
$P$	výkon	$W$
$P_k$	výkon elektromotoru	$W$
$P_{el.}$	příkon elektromotoru	$W$
$Q$	průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
$Q_m$	průtok hmotnostní	$kg \cdot s^{-1}$
$Q_N$	průtok za normálních podmínek	$m^3 \cdot h^{-1}$
$Q_{Nn}$	jmenovitá výkonnost kompresoru	$m^3 \cdot min^{-1}$
$S$	plocha	$m^2$
$T$	termodynamická teplota	$K$
$T_N$	termodynamická teplota za normálních podmínek	$K$
$V_V$	objem vzdušníku	$m^3$
$d$	průměr	$m$
$m$	hmotnost	$kg$
$p$	tlak	$Pa$
$p_{abs}$	tlak absolutní	$Pa$
$\Delta p$	rozdíl tlaků	$Pa$
$t$	teplota	$^{\circ}C$
	tloušťka stěny	$m$
$v$	rychlost	$m \cdot s^{-1}$
$\eta$	účinnost	1
$\sigma$	poměr tlaků	1



## Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout kompresorovou stanici pro technologii SNCR. Stávající kompresorová stanice má již zastaralou technologii a její výroba stlačeného vzduchu nevyhovuje v dodávce potřebného množství vzduchu. Kompresorová stanice musí být navržena tak, aby mohla plnit bezchybný a stálý provoz v řádu několika let.

Kompresorová stanice bude umístěna do nové vlastní budovy, neboť by se nevešla na původní místo stávající kompresorové stanice. Pro novou kompresorovou stanici musí být stanovena zastavěná plocha. Dle zastavěné plochy se bude realizovat plán budovy, ve které bude kompresorová stanice pracovat.

Dále bude umístěna v blízkosti budovy, pro kterou bude tlakový vzduch dodáván. Vzhledem k umístění kompresorové stanice nebude zapotřebí rozsáhlé potrubní sítě, ve které by mohly vznikat tlakové ztráty. Tyto tlakové ztráty by snižovaly účinnost centralizované kompresorové stanice.

Jednou z nejdůležitějších částí kompresorové stanice je kompresor. Proto se jeho výběrem budeme zabývat pečlivěji. Vhodně vybraný kompresor bude pracovat hospodárně a tím bude šetřit spotřebovávanou energii, představující většinu jeho provozních nákladů.

Táto práce má také za úkol provést energetickou a provozní rozvahu, při které bude srovnávat varianty, s jedním velkým kompresorem nebo se dvěma či třemi menšími kompresory v kompresorové stanici.

Kompresorová stanice musí dodávat stlačený vzduch do systému kontinuálně a jeho výkonnost nesmí poklesnout pod hodnotu  $2000 \text{ m}_N^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Proto je nutno dodávku vzduchu 100 % zálohovat. V případě poruchy kompresoru musí kompresorová stanice obsahovat záložní kompresor, který musí dodávat stejné množství vzduchu jako kompresor předchozí. Z tohoto důvodu bude kompresorová stanice vybavena minimálně dvěma kompresory o stejném výkonu.

## 1 Výroba stlačeného vzduchu

Zdrojem energie stlačeného vzduchu je kompresor a mezi jeho hlavní technické parametry patří výkonnost, výtlačný tlak, tlakový poměr a efektivní příkon.

Výkonnost kompresoru, podle ČSN 10 5010, je protékající množství vzduchu výtlačným hrdlem kompresoru za jednotku času. Je udávána jako hmotnostní průtok  $Q_m$  ( $kg \cdot s^{-1}$ ) nebo nejčastěji jako objemový průtok  $Q$  ( $m^3 \cdot h^{-1}$ ,  $m^3 \cdot s^{-1}$ ). Protože objemový průtok vzduchu podle stavové rovnice závisí na tlaku a teplotě, přepočítává se objemový průtok na vztažný (normovaný) stav, jimž dle technických podmínek kompresoru je absolutní tlak  $p_{abs} = 0,1 \cdot 10^6 Pa = p_N$  a teplota  $t = 20^\circ C = t_N$ . Přepočet objemového průtoku při jiném tlaku  $p_2$  a teplotě  $t_2$  na normální stav se provede podle vztahu s využitím absolutních teplot  $T_N = 293 K$  a  $T_2 = 273 + t_2 (K)$  [1]

$$Q_N = Q \cdot \frac{p_2 \cdot T_N}{p_N \cdot T_2} \quad (2.1)$$

Budeme-li předpokládat, že teplota v sání kompresoru  $T_N = 273 + t_N = 293 K$  a teplota ve vedení za kompresorem, tj. teplota okolí je přibližně stejná  $T_2 = 273 + t_0 = 293 K$  bude při  $p_{abs} = p_N$  [1]

$$Q_N = Q \cdot p_2 \cdot 10 \quad (2.2)$$

kde  $p_2$  je absolutní tlak vzduchu za kompresorem v  $Pa$ .

Výtlačný tlak kompresoru je v technických podkladech udáván zpravidla jako přetlak, tj. tlak manometrický. Pro výpočty je v mnohých případech nutno k němu připočítat tlak atmosférický a počítat tak s tlakem absolutním  $p_{abs}$ .

Tlakový poměr je poměr absolutního tlaku a výtlačného tlaku  $p_2$  a tlaku sacího  $p_1$  [1]

$$\sigma = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.3)$$

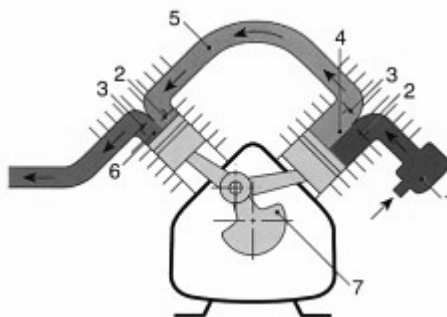
Efektivní příkon kompresoru  $p_e$  je příkon potřebný na vstupní hřídeli, bývá použito asi 80 % výkonu použitého elektromotoru. [1]

## 2 Kompresory

Kompresor je stroj sloužící ke stlačování plynů a par. Podle principu stlačování vzduchu pracují kompresory na objemovém nebo rychlostním principu, z nichž nejrozšířenější jsou kompresory objemové. Mezi objemové kompresory patří kompresory pístové, šroubové, lamelové, spirálové. Kompresory rychlostní jsou odstředivé (turbokompresory) a mohou být radiální nebo axiální. [3]

### 2.1 Pístové kompresory

V pístových kompresorech se pohybují písty ve válcích lineárně protiběžně. Pohon pístů se všeobecně děje klikovým ústrojím s klikovou hřídelí a ojnicemi, přičemž na jednom klikovém čepu může být uspořádáno až 5 ojnic. Řízení sání a výtlačku vzduchu se děje samočinně otevíranými a zavíranými ventily. Pístové kompresory jsou jedno i víceválcové, stojaté či do „V“, nebo do „W“. Dále se pístové kompresory rozeznávají podle počtu stlačovaných stupňů.



Obr. 3.1.1 Dvoustupňový pístový kompresor [3]

Na Obr. 3.1.1 je dvoustupňové provedení pístového kompresoru. Princip funkce kompresoru: vzduch se stlačí v prvním válci (4) na mezitlak (5) a po ochlazení v mezichladiči se v druhém válci (6) stlačí na konečný pracovní tlak. Velikost mezitlaku stanoví konstrukčně pevně vzájemný poměr průměrů válců. Průměr válce druhého stupně je vždy menší než průměr válce prvního stupně, protože předstlačený vzduch na vstupu do druhého stupně má podstatně menší objem. Na obrázku jsou vyznačené sací ventily (2) a výtlačné ventily (3). U některých kompresorů se ještě doplňuje mezitlak (5) chladičem, tzv. mezichladič, který zamezí přehřátí vzduchu při stlačování v druhém stupni. [3]

## 2.2 Rotační kompresory

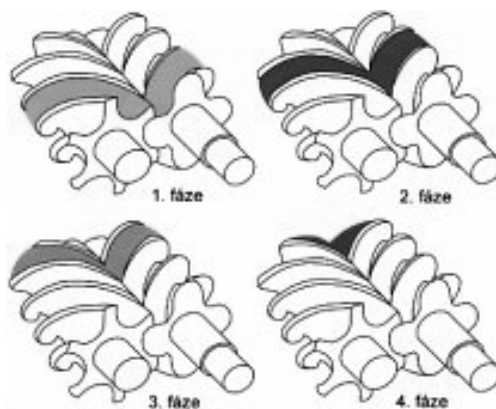
Pod pojmem rotační kompresory rozumíme kompresory, u nichž se stlačované prostory zmenšují rotačním pohybem. Na trhu se prosadily jedno-hřídelové a dvou-hřídelové rotační kompresory. Jednou z podstatných předností těchto soustav je dokonalé hmotnostní vyvážení, proto pracují bez vibrací na rozdíl od pístových kompresorů.

### - Rotační šroubové kompresory

Na trhu běžně dostupné šroubové kompresory mají dva šroubové rovnoběžně uspořádané rotory, které pracují na základě vtláčovacího principu. Rotory se liší provedením hlavního a vedlejšího rotoru.

Oba se otáčejí ve stlačovací skříni, ale v protiběžném smyslu. Hlavní rotor má konvexní profil, vedlejší má konkávní profil. Tvary profilů se řeší rozsáhlým experimentováním, dosahuje se tím zlepšení účinnosti. Nyní se používají tzv. asymetrické profily např. se čtyřmi zuby na hlavním rotoru a se šesti zuby na vedlejší rotoru.

Postup stlačování se děje u šroubových kompresorů ve čtyřech fázích, který je zobrazen na Obr. 3.2.2 .



Obr. 3.2.2 Postup stlačování šroubových kompresorů [3]

1. fáze – vzduch vstupuje sacím otvorem do stlačovací skříně. Mezery mezi zuby se naplní vzduchem (porovnatelné se sacím pohybem pístu u pístových kompresorů).
2. fáze – otáčející se rotory uzavřou otvory sání. Tím začíná stlačování uzavřeného vzduchu. Záběrem zubů a obvodem skříně statoru se zmenšuje během otáčení mezera mezi zuby.

3. fáze – stlačování pokračuje do doby, než stále se zmenšující zubová mezera dosáhne hrany otvoru výtlaku
4. fáze – stlačený vzduch vytlačí ven.

U často používaných mazných šroubových kompresorů se vstřikuje během 2. fáze olej do stlačovacího prostoru (asi 1 l za minutu na každý kW příkonu). Olej sloužící k chlazení i mazání, brání kovovému styku rotorů a utěsňuje mezery mezi rotory a skříní. Vstřikovaný olej proudí i se vzduchem stlačovacím stupněm a vytlačí se ven z kompresoru. Oddělí se v odlučovači od stlačeného vzduchu, zchladí se v chladiči oleje a vrátí se do olejové nádrže s výtlakovým tlakem, odkud se přivádí k opětovnému vstřikování. Teplota na výtlaku nesmí vzhledem k velmi velkému obsahu oleje ve stlačeném vzduchu překročit teplotu 120 °C.

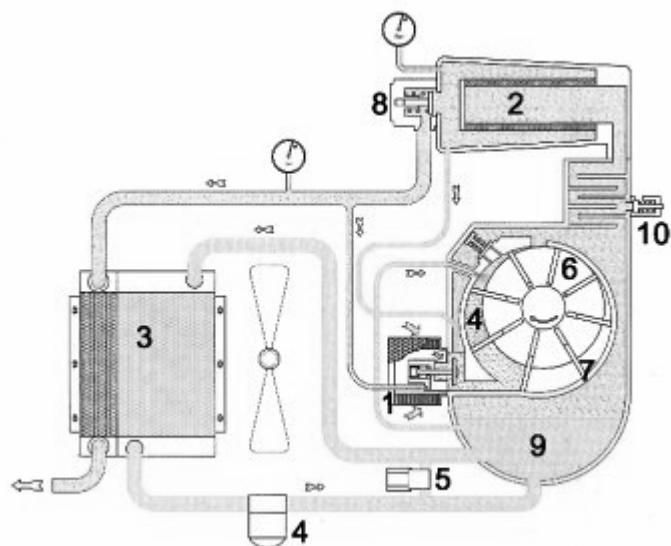
Bezmazné (bezolejové) šroubové kompresory mají synchronizační převodovku obou šroubů zabraňující kovovému styku obou šroubů mezi sebou. Tento převod značně prodražuje stlačovací stupeň, protože chybějící chlazení olejem umožňuje stlačení v jednom stupni jen  $0,32 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ . K vyššímu stlačení např. na  $1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ . Se musí použít drahé dvoustupňové uspořádání.

#### - **Rotační lamelové kompresory**

Rotační součásti kompresoru tvoří jednohřídelová, jednostupňová vícekomorová stlačovací jednotka chlazená a mazaná vstřikem oleje. Sestává se ze statoru a rotoru (6) s vysouvacími-se lamelami (7).

Protože principiálně nepůsobí na rotorový hřídel žádné osově síly (na rozdíl od šroubových kompresorů), je možné použít k uložení hřídele rotoru kluzná ložiska pracující s minimálním opotřebením. Litinové lamely kloužou po olejovém filmu pracovní plochy statoru. Dodatečným vstřikem oleje z vík statoru na obě strany rotoru se vytváří velmi dobře utěsněné stlačovací komory (4) a proto kompresory vykazují velmi vysokou účinnost. Oběh oleje zajišťuje vnitřní přetlak stroje. Není tedy použito žádné mechanicky poháněné olejové čerpadlo. Potřebný minimální mazací tlak zajišťuje ventil minimálního tlaku (8). Termostatický obtokový ventil (5) připojený k chladiči oleje dbá na rychlé dosažení provozní teploty oleje. Na Obr. 3.2.3 je uvedeno schéma lamelového kompresoru.

[3]



Obr. 3.2.3 Lamelový kompresor [3]

- 1 sací filtr
- 2 separátor (odlučuje olej ze stlač. vzduchu)
- 3 společný chladič oleje a stlač. Vzduchu
- 4 olejový filtr
- 5 termostat oleje
- 6 rotor
- 7 lamela
- 8 ventil minimálního tlaku
- 9 olej
- 10 pojišťovací ventil

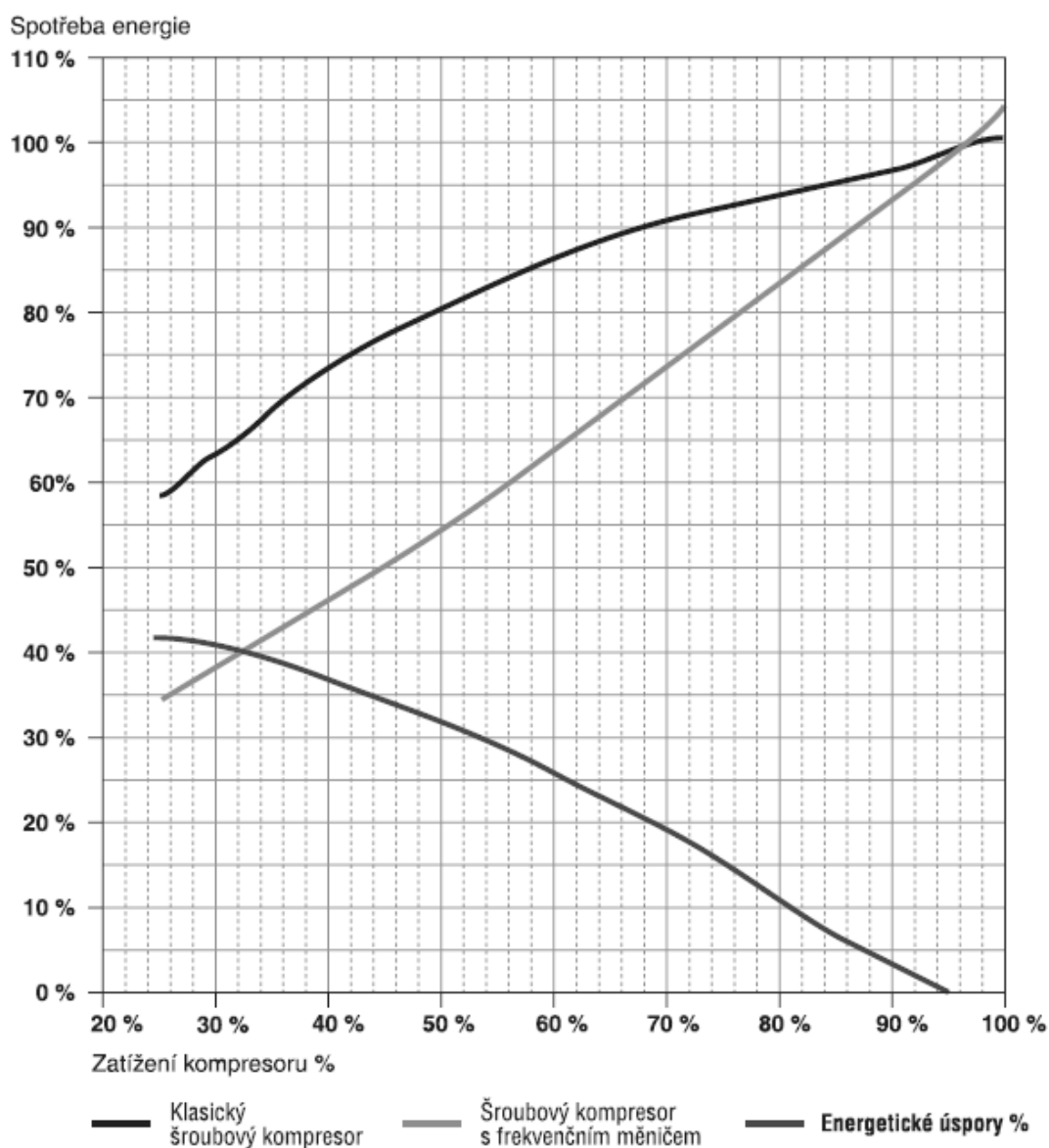
## 2.3 Výběr kompresoru

Pro zadané parametry kompresorové stanice je třeba navrhnout kompresor případně kompresory pro technologii SNCR. Kompresorová stanice má pokrýt maximální spotřebu vzduchu, která je  $Q_N = 2\,000\, m^3 \cdot h^{-1}$  a minimální tlak pro bezproblémový chod technologie je  $0,5 \cdot 10^6\, Pa$ .

Pro zadané parametry se používají šroubové kompresory. Ve většině případu jsou šroubové kompresory určeny pro trvalý provoz s plně automatickým řízením kompresoru v závislosti na odběru stlačeného vzduchu. Šroubové kompresory mohou být také provedené s frekvenčním měničem a tím je docílena plynulá regulace stlačeného vzduchu.

Pořizovací cena kompresoru s frekvenčními měniči je obvykle vyšší než u kompresoru s řízením, které funguje na bázi zatížení – odlehčení, při kterém spotřebovávají energii na nepracovní cyklus. Jsou-li kompresory vybaveny frekvenčními měniči, umožňují přesnou regulaci stlačeného vzduchu na požadovanou hodnotu a tím šetří energii na provoz kompresoru. Investice do takto vybaveného kompresoru se vrátí za dobu, zpravidla několika let v závislosti na uspořené energii, která může dosahovat hodnot až několik desítek % spotřebované energie. Závislost úspory energie na zatížení kompresoru je patrná z Obr. 3.3.4 .

### Energetická úspora při zatížení kompresoru



Obr. 3.3.4 Závislost úspory při zatížení kompresoru [4]

V katalozích výrobců jsem vyhledal šroubové kompresory, pro zadaný jmenovitý výkon  $Q_N = 2000 \text{ m}_N^3 \cdot h^{-1}$  a minimální tlak systému  $0,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ , které jsou na trhu běžně dostupné. Technologie provozu vyžaduje 100 % zálohovat stlačený vzduch, tzv. při poruše kompresoru nesmí dojít k přerušení dodávky stlačeného vzduchu. Z toho důvodu např.: při použití jednoho kompresoru musí kompresorová stanice obsahovat ještě jeden záložní kompresor, kterým je třeba pokrýt 100 % dodávky stlačeného vzduchu. Ale v případě použití dvou kompresorů by kompresorová stanice nemusela obsahovat další dva kompresory jako záloha stlačeného vzduchu, ale postačoval by pouze jeden záložní kompresor. Pravděpodobnost poruchy dvou kompresorů je minimální a prakticky se takové případy nevyskytují. Výkonnost kompresoru je uvedena při těchto podmínkách: vstupní tlak  $0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ , vstupní teplota  $20^\circ \text{C}$ .

V Tab. 3.3.1 jsou uvedené kompresory různých výrobců. Uvedené kompresory dodávají potřebné množství vzduchu v případě použití jednoho kompresoru

Tab. 3.3.1

Výrobce	Typ	Maximální přetlak	Výkonnost	Jmenovitý výkon motoru
		$\text{Pa}$	$\text{m}_N^3 \cdot h^{-1}$	$\text{W}$
Kaesar	EDS 351	$0,75 \cdot 10^6$	2205	200 000
Ingersollrand	M 200	$0,75 \cdot 10^6$	2058	200 000
Alup	Largo 201	$0,75 \cdot 10^6$	2160	200 000

V Tab. 3.3.2 jsou uvedené kompresory dodávající pouze poloviční množství vzduchu, proto by dodávané množství musely zajišťovat dva kompresory řazené paralelně.

Tab. 3.3.2

Výrobce	Typ	Maximální přetlak	Výkonnost	Jmenovitý výkon motoru
		$\text{Pa}$	$\text{m}_N^3 \cdot h^{-1}$	$\text{W}$
Ingersollrand	R 90 IU	$0,75 \cdot 10^6$	1002	90 000
Alup	Largo 110	$0,8 \cdot 10^6$	1138	110 000
Kaesar	DSD 202	$0,75 \cdot 10^6$	1227	110 000
Orlík	RLR 125 V	$0,7 \cdot 10^6$	1163	90 000



V Tab. 3.3.3 jsou uvedené kompresory dodávající pouze 1/3 potřebného množství vzduchu, proto musí toto množství zajišťovat 3 kompresory řazené paralelně.

Tab. 3.3.3

Výrobce	Typ	Maximální přetlak	Výkonnost	Jmenovitý výkon motoru
		$Pa$	$m_N^3 \cdot h^{-1}$	$W$
Alup largo	Largo 75	$0,8 \cdot 10^6$	834	75 000
Ingersollrand	ML 75	$0,75 \cdot 10^6$	780	75 000
kaeser	CSD 122	$0,75 \cdot 10^6$	720	75 000
Orlík	ORL 75 AX	$0,8 \cdot 10^6$	717	75 000

Z uvedených parametrů volím šroubový kompresor ORLÍK RLR 125V [4] s frekvenčním měničem. Šroubový kompresor volím s frekvenčním měničem, protože technologie nevyžaduje 100 % zatížení kompresoru.

Specifikace šroubového kompresoru ORLÍK RLR 125V:

Šroubová jednotka s elektromotorem je jako kompletní jednotka uložena v rámu karoserie pomocí čtyř pryžových pružin. Ze šroubové jednotky proudí vzduch s olejem do integrovaného zásobníku oleje, který plní další funkce – hrubou separaci oleje, jemnou separaci oleje a filtraci oleje. Dále je na zásobníku umístěný ventil minimálního tlaku a termostatický ventil. Stlačený vzduch a olej již odděleně proudí do integrovaného chladiče, který je umístěn ve stropní části karoserie. Z chladiče proudí vzduch do odlučovače kondenzátu a do výstupního hrdla kompresoru. Karosérii uzavírají odnímatelné zvukoizolační panely. Na Obr. 3.3.5 je zobrazený šroubový kompresor ORLÍK RLR [4]

- Připojovací rozměry G 2 “
- Napětí 400 V
- Hlučnost 71 dB
- Hmotnost 1655 kg
- Rozměry D x Š x V (mm) 2160 x 1060 x 1600
- Výkonnost 1163  $m_N^3 \cdot h^{-1}$

Vždy budou pracovat dva šroubové kompresory řazené paralelně a jeden bude záložní pro případnou poruchu. Kompresory se mezi sebou budou prostřídávat, tzv. po určitých časových intervalech ze záložního kompresoru se stane pracovní a z pracovního kompresoru bude záložní. Tím bude docíleno využití všech kompresorů v kompresorové stanici a nedojde k dlouhodobému odstavení jednoho kompresoru. V případě dlouhodobé odstávky jednoho z kompresorů, by po jeho uvedení do provozu mohlo dojít k jeho poškození.



Obr. 3.3.5 Kompresor ORLÍK RLR [10]

### 3 Provozní a energetická rozvaha

Energetická a provozní rozvaha bude vycházet s účinností a uspořádání kompresorů v kompresorové stanici.

#### - Energetická rozvaha

Hlediskem energetické rozvahy je účinnost kompresorů. Účinnost kompresorů se spočítá z příkonu elektromotoru a potřebného výkonu pro stlačování vzduchu. Účinnost vybraných kompresoru je uvedena v Tab. 4.4 .

Zadané hodnoty:

$$T_N = 293 \text{ K}$$

$$Q_N = 1163 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$p_N = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 298 \text{ K}$$

$$p_1 = 0,7 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$p_{bar} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 0,7 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$P_{el.} = 90\,000 \text{ W}$$

Příklad výpočtu pro kompresor Orlík RLR 125 V:

Přepočet množství vzduchu ze stavové rovnice při technických normálních podmínkách. [1]

$$\frac{P_N \cdot Q_N}{T_N} = \frac{P_1 \cdot Q_1}{T_1} \quad (4.4)$$

$$Q_{0,7} = \frac{P_N \cdot Q_N \cdot T_1}{(p_1 + p_{bar}) \cdot T_N} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 1163 \cdot 298}{(0,7 \cdot 10^6 + 0,1 \cdot 10^6) \cdot 293} = 145,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Přepočet množství vzduchu s  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  na  $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

$$Q = \frac{Q_{0,7}}{3600} = \frac{145,4}{3600} = 0,0404 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

Výpočet výkonu kompresoru:

$$P_k = Q \cdot \Delta p = 0,0404 \cdot 0,7 \cdot 10^6 = 28\,300 \text{ W} \quad (4.6)$$

Výpočet účinnosti kompresoru: [2]

$$\eta = \frac{P_k}{P_{el.}} = \frac{28\,300}{90\,000} = 0,314 \quad I \quad (4.7)$$

Tab. 4.4

Typ	$Q_N$	$Q_{0,7}$	$Q$	Výkon	Příkon	$\eta$
-	$m_N^3 \cdot h^{-1}$	$m^3 \cdot h^{-1}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	$W$	$W$	$I$
Kaeser EDS 351	2205	261,1	0,0725	54 400	200 000	0,27
Kaeser DSD 202	1227	145,3	0,0403	30 200	110 000	0,275
Kaeser CSD 122	720	85,2	0,023	17 700	75 000	0,236
Orlík RLR 125 V	1163	145,4	0,0404	28 300	90 000	0,314

#### - Provozní rozvaha

Provozní rozvaha, se bude zabývat efektivním využitím jednotlivých variant kompresorů.

Varianty s jedním velkým kompresorem v kompresorové stanici. Velké kompresory mají výhodu, že dosahují větší účinnosti než kompresory menších výkonů. Ale na druhou stranu mají obtížnější regulaci výkonu kompresoru. Tato nevýhoda ovlivňuje vyšší účinnost, která klesá. Je zapotřebí, aby dodávaný vzduch byl 100 % zálohován, proto kompresorová stanice musí obsahovat druhý stejně velký kompresor. To znamená, že pořizovací náklady kompresorů budou dvojnásobné.

Varianta se dvěma kompresory, každý z nich dodává minimálně  $1000 \, m_N^3 \cdot h^{-1}$  množství vzduchu. Tato varianta by měla mít menší účinnost ale jak je patrné z Tab. 4 má srovnatelnou účinnost s velkým kompresorem dokonce vyšší. I v tomto případě musí být dodávka vzduchu 100 % zálohována a proto v kompresorové stanici musí být pouze náhradní kompresory, ale stačil by jeden kompresor stejného výkonu. Znamenalo by to, že kompresorová stanice obsahuje tři stejně velké kompresory. Tato varianta je efektivnější s ohledem na regulaci výkonnosti kompresorů. V případě, kdy není zapotřebí dodávat takové množství vzduchu, může být jeden kompresor vyřazen z provozu. Kompresory obsahují moderní řídicí jednotky, na kterých lze nastavit různé hodnoty např.: dobu zatížení – odlehčení nebo pokud jsou vybaveny frekvenčními měniči, lze nastavit rozsah tlaků, ve kterých budou pracovat. Tato varianta není cenově náročná, jelikož se pořídí tři menší kompresory.

U varianty se třemi menšími kompresory, musí každý z nich dodávat minimálně  $667 \, m_N^3 \cdot h^{-1}$  množství vzduchu. Tato varianta má nejmenší účinnost ve srovnání

z předchozími uvedenými variantami. Účinnost těchto kompresorů klesá okolo 4 až 5 %. Tato varianta také musí obsahovat záložní kompresor, potom celkový počet kompresorů vzroste na čtyři kusy. Větší počet menších kompresorů by byl efektivní z hlediska regulace výkonnosti. Ale menší účinnost by tuto výhodu eliminovala.

Všechny varianty obsahují záložní kompresor. Tento kompresor nemůže být trvale odstaven a sloužit jenom v případě poruchy jednoho z kompresorů. Nastane-li dlouhodobá nečinnost záložního kompresoru po následném spuštění, mohlo by dojít ke zničení záložního kompresoru. V takovém případě se kompresory musí navzájem prostřídávat po určitých intervalech. Doba zpravidla bývá jeden, až několik týdnů v závislosti na provozních podmínkách. S narůstajícím počtem kompresorů narůstá požadavek na údržbu jednotlivých kompresorů. Nejvhodnější variantou z hlediska údržby by bylo pořízení dvou velkých kompresorů, ale znamenalo by to větší pořizovací náklady.

Z těchto známých hledisek a porovnání účinnosti, volím variantu se dvěma hlavními kompresory a jedním záložním kompresorem. Varianta je vhodná, jak s možností regulace výkonnosti kompresorů, tak i z hlediska účinnosti.

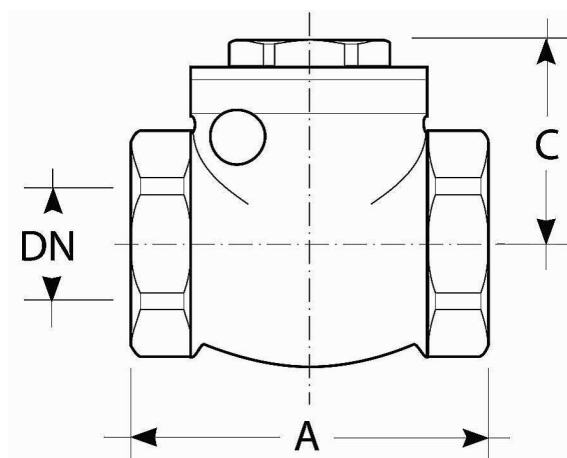
## 4 Návrh základních částí obvodu

### 4.1 Zpětná klapka

Pro zabránění zpětnému proudění tlakového vzduchu do kompresoru použiji zpětnou klapku. Zpětná klapka zabráňuje zpětnému proudění vzduchu v případě prostřídání kompresoru mezi sebou, tím odpadá ruční manipulace s ventily, jelikož klapky nejsou ovládány ručně, nýbrž pracují samočinně. Směr proudění vzduchu je znázorněn šipkou na zpětné klapce. Volím zpětnou klapku vodorovnou závitovou od firmy COREX typ 2840. [5]

Specifikace zpětné klapky COREX:

- Připojovací rozměr (vnitřní závit)  $G 2''$
- Maximální provozní tlak  $1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Maximální provozní teplota  $80^\circ \text{C}$
- Těsnění měkké (mosaz/neopren)



Obr. 5.1.6 Zpětná klapka [5]

Tab. 5.1.5 Rozměry zpětné klapky [5]

<i>DN</i>	<i>G</i>	<i>A</i>	<i>C</i>
<i>mm</i>	<i>"</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>
50	2	96	50

## 4.2 Vzdušníky

Stlačený vzduch pohánějící stroje či nástroje potřebují ke svému bezchybnému provozu stálý (nepulsující) proud stlačeného vzduchu. Ten se dosáhne správně dimenzovanými vzdušnými nádobami. Vzdušník, až na výjimky u nejmenších kompresorů, je tlakovou nádobou, která podle ČSN 69 0010 je definována součinem jejího objemu v  $m^3$  a přetlaku v  $Pa$  a pro kterou platí  $V \cdot p > 10$ . Tlaková nádoba musí být vybavena předepsanou armaturou a podléhá předepsaným revizím. Dle normy ČSN 69 0010-5-2, musí vzdušník obsahovat následující prvky:

- Uzavírací armaturou
- Vypouštěcí armaturu
- Tlakoměr
- Pojistné zařízení
- Odvětrávací uzávěr

Vzdušníky plní tyto úlohy:

### **Zásoba stlačeného vzduchu**

Kompresor vytvoří ve vzdušníku skladovací objem, který vyrovnává kolísající odběr stlačeného vzduchu v rozvodu, čímž rovněž snižuje četnost zapínání kompresoru.

### **Tlumení rázu**

Většina druhů kompresorů vyrábí více či méně pulzující proud stlačeného vzduchu. Vzdušníky tyto pulsy tlumí, případně zcela pohltnou.

### **Odlučování kondenzátu a ochlazování stlačeného vzduchu**

Ochlazením stlačeného vzduchu na stěnách vzdušníku zkondenzuje část vodní páry, tzv. kondenzát.

#### 4.2.1 Výpočet objemu vzdušníku

Vstupní část rozvodu stlačeného vzduchu je vzdušník. Velikost vzdušníku je dána objemem a je přímo závislá na výkonnosti kompresoru a nepřímo na stupni jeho využití, čili na typu jeho regulace.

K výpočtu velikosti vzdušníku je možno použít následujících vztahů:

a) při regulaci výkonnosti kompresoru změnou otáček, odfukem nebo v sání [1]

$$V_V = Q_{Nn} \cdot 0,4 \text{ m}^3 \quad (5.2.8)$$

b) při regulaci start-stop a při maximálně 15 zapnutí za hodinu [1]

$$V_V = Q_{Nn} \cdot 0,9 \text{ m}^3 \quad (5.2.9)$$

kde  $Q_{Nn}$  je jmenovitá výkonnost kompresoru  $\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ . [1]

Výpočet objemu vzdušníku pro zadané parametry:

Výkonnost kompresoru nebude regulována, případně bude regulována změnou otáček. Pro výpočet velikosti vzdušníku volím vzorec (5.2.8). [2]

$$Q_N = 2000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$Q_{Nn} = 33,4 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$V_V = Q_{Nn} \cdot 0,4 \text{ m}^3 \quad (5.2.10)$$

$$V_V = 0,4 \cdot 33,4$$

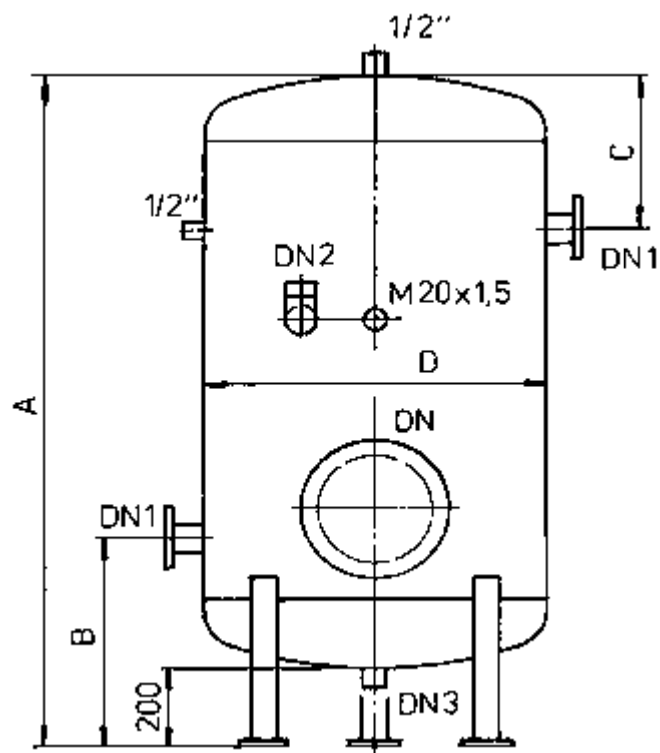
$$V_V = 13,4 \text{ m}^3$$

Vypočtený objem vzdušníku je  $13,4 \text{ m}^3$  a volím stojatý vzdušník od firmy Veskom VSV 11 [6], který je na Obr. 5.2.7. V Tab. 5.2.6 jsou uvedeny parametry tlakové nádoby.

Tab. 5.2.6 Rozměry vzdušníku [6]

Objem	A	B	C	D	DN	DN1	DN2	DN3	Hmotnost	Maximální tlak
$\text{m}^3$	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	„	kg	Pa
14	5288	944	704	2000	450	125	65	6/4	3043	$1 \cdot 10^6$





Obr. 5.2.7 Stojatý vzdušník [6]

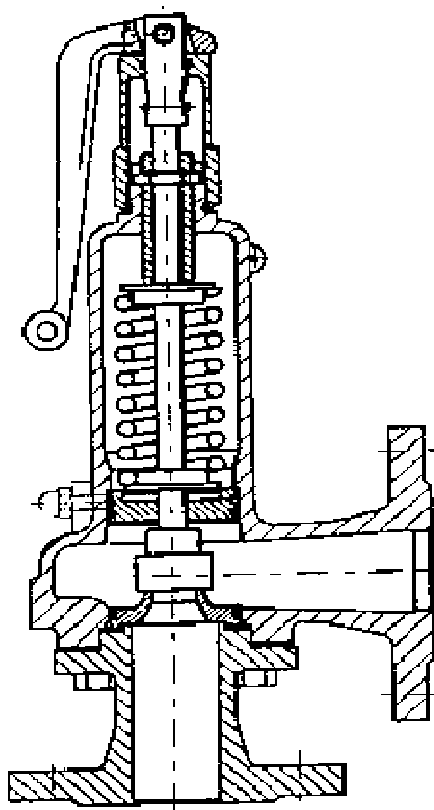
### 4.3 Pojistný ventil

Pojistný ventil slouží k tomu, aby nedošlo k překročení dovoleného tlaku ve vzdušníku, a tím chrání řadu prvků před poškozením. Ventil se samočinně otevře po překročení nastaveného tlaku a po poklesu tlaku se samočinně uzavře.

Jako pojistný ventil volím od firmy FLUIDTECHNIK BOHEMIA [7], pojistný ventil pružinový Typ 30.1, který je na Obr. 5.3.8 .

Specifikace pojistného ventilu:

- Vstupní armatura DN 65
- Výstupní armatura DN 65
- Použité těsnění perbutan (NBR)
- Rozsah teplot -40 – 90 °C
- Rozsah nastavení odpouštěcích tlaků 0,01 až  $1,6 \cdot 10^6$  Pa



Obr. 5.3.8 Technický náčrtek pojistného ventilu [7]

#### 4.4 Vypouštěcí kohouty kondenzátu

Pro vypuštění kondenzátu vzdušníku volím mosazný kulový kohout od firmy Ing. Zdeněk Štuksa. [11]

Specifikace vypouštěcího kohoutu:

- Připojovací rozměry  $G 1''$
- Maximální pracovní tlak  $2,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Rozsah pracovních teplot  $-20 - 120^\circ \text{C}$

Pro vypuštění kondenzátu s filtru volím mosazný kulový kohout od firmy Ing. Zdeněk Štuksa. [11]

Specifikace vypouštěcího kohoutu:

- Připojovací rozměr  $G 1/2$  “
- Maximální pracovní tlak  $2,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Rozsah pracovních teplot  $-20 - 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$

#### **4.5 Uzavírací kohout kompresoru**

Pro uzavření přívodu vzduchu do kompresoru volím Mosazný kulový kohout od firmy Ing. Zdeněk Štuksa. [11]

Specifikace uzavíracího kohoutu:

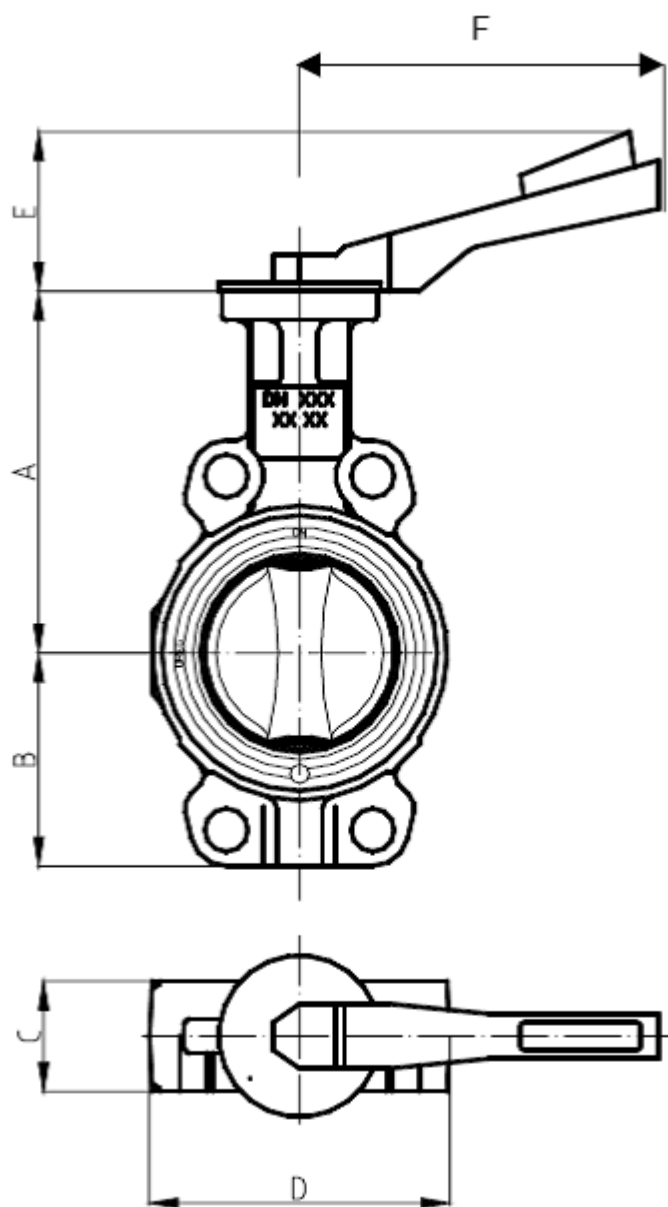
- Připojovací rozměry  $G 2$  “
- Maximální pracovní tlak  $2,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Rozsah pracovních teplot  $-20 - 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$

#### **4.6 Uzavírací klapka**

Pro uzavření vzduchu do vzdušníku nebo filtru volím uzavírací klapku od firmy STASTO [12] série SYLAX mezipřírubová klapka.

Specifikace klapky:

- Připojovací rozměr DN125
- Maximální pracovní tlak  $1,6 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Rozsah pracovních teplot  $-10 - 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$



Obr. 5.5.9 Rozměry klapky [12]

Tab. 5.5.7 Tabulka rozměrů klapky [12]

<i>DN</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>L</i>	Hmotnost
<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>kg</i>
125	190	120	56	182	80	275	242	6,5

## 4.7 Kontrolní manometr

Volím kontrolní robustní manometr od firmy Ing. Zdeněk Štuksa [11], typ 212.20, těleso manometru je vyrobeno z kovu, manometr je určen pro měření tlaku neagresivních

médií s vyššími nároky na mechanickou odolnost přístroje, s lepší přesností a s tolerancí 1,0 %. Manometr má průměr tělesa 0,16 m a je dobře čitelný i z větší vzdálenosti.

Specifikace kontrolního manometru:

- Připojovací rozměr  $G 1/2$  “
- Rozsah pracovních tlaků  $0 - 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Rozsah pracovní teploty  $-40 - 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Připojení spodní

#### **4.7.1 Příslušenství k manometru**

##### **Tlakoměrová uzavírací armatura**

K uzavření přívodu tlaku k manometru volím tlakoměrovou uzavírací armaturu od firmy Ing. Zdeněk Štuksa [11], typ KM–M20.

Specifikace tlakoměrové uzavírací armatury:

- Připojovací rozměr závitů M20 x 1,5
- Maximální tlak  $2,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

##### **Redukce**

Pro připojení manometru k ventilu volím redukci od firmy Ing. Zdeněk Štuksa [11], typ RM-G12M20.

Specifikace redukce:

- Závit vnitřní  $G 1/2$  “
- Závit vnější M20 x 1,5
- Maximální tlak  $2,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

##### **Kondenzační smyčka**

Kondenzační smyčka zabraňuje vniknutí vody do měřicího přístroje. Volím kondenzační smyčku od firmy Ing. Zdeněk Štuksa [11], typ KSZP. Kompenzační smyčka je zahnutá přivařovací.

## 4.8 Odvětrávací armatura

Pro vypuštění tlaku ze vzdušníku volím odvětrávací kulový kohout mosazný od firmy Ing. Zdeněk Štuksa. [11]

Specifikace kulového kohoutu:

- Připojovací rozměr  $G 1/2$  “
- Maximální pracovní tlak  $2,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Rozsah pracovních teplot  $-20 - 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$

## 4.9 Teploměr

Pro měření a kontrolu teploty ve vzdušníku volím teploměr od firmy RAMSES BiTH 160 [15]. Bimetalový měřicí systém pro měření teploty. Teploměr se vždy vkládá do teplotní jímky.

Specifikace teploměru:

- Připojovací rozměr  $G 1/2$  “
- Rozsah měřicí teploty  $0 - 120 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Průměr ciferníku  $0,16 \text{ m}$

## 4.10 Redukční ventil

V případě kolísavého odběru stlačeného vzduchu se používají redukční ventily, udržující výstupní tlak na konstantní hodnotě. Redukční ventil v systému nebude zapotřebí, neboť volím kompresor s frekvenčním měničem. Kompresor dovoluje nastavit rozsah tlaku, ve kterém bude pracovat. Jednotlivé úseky technologie jsou vybavené potřebnými redukčními ventily. Z toho důvodu není zapotřebí, aby kompresorová stanice musela udržovat konstantní tlak v systému.

## 4.11 Filtry

Aby se zajistil bezporuchový průběhový provoz spotřebičů vzduchu, musí se odloučit kromě vody také nečistoty a olej ze stlačeného vzduchu.

Filtry a odlučovače používané v technice stlačeného vzduchu lze rozdělit podle následujících hledisek: [3]

- Podle účelů použití (filtr sání, předfiltr, sterilní filtr, absorpční filtr olejových par atd.)
- Podle principu účinnosti (odlučovač hmotnostně silový, elektrostatický odlučovač, povrchový filtr, membránový filtr, hloubkový filtr)
- Podle stupně jemnosti (hrubý filtr, jemný filtr, velmi jemný filtr)
- Podle filtračního materiálu (tkaninový filtr, papírový filtr, vláknový filtr, sintrovaný filtr z kovu, keramiky či umělé hmoty).

Ve filtraci stlačeného vzduchu se používají v podstatě dva druhy filtrace:

- Povrchová filtrace
- Hloubková filtrace

### Povrchová filtrace

Nečistoty se odloučí na povrchu filtračního materiálu, jsou-li větší než jeho definované póry.

### Hloubková filtrace

V hloubkové filtraci se používá jako filtrační materiál vláknité rouno, tvořené z neuspořádaného smotku nejjemnějších jednotlivých vláken. Filtrační materiály nepůsobí jen jako síto, ale odlučují nečistoty, které jsou podstatně menší než vzdáleností vláken. Za to vděčí kombinaci více odlučovacích mechanismů:

- Přímý náraz
- Adsorpce
- Elektrostatický náboj
- Difúze
- V malém měřítku působení síta
- Vazba Van der Walsovými silami

U většiny filtrů stlačeného vzduchu je současně činná kombinace povrchové, a hloubkové filtrace.

Pro nejjemnější (velmi výkonné) filtry stlačeného vzduchu by se mohlo prosadit mezi hloubkové filtrační materiály borosilikátové vlákno. S těmito filtry se dá snížit zbytkový obsah oleje až na  $0,01 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$ . S přídatným použitím vrstev aktivního uhlí lze dosáhnout zbytkového obsahu oleje méně než  $0,005 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$

Pro správnou volbu filtrů, popř. pro optimální použití filtračních systémů je předpokladem znalost provozních podmínek a požadavků na kvalitu stlačeného vzduchu. Při výběru správné velikosti filtru jsou zohledněna hlavní kritéria: teplota na místě instalace, objemové průtočné množství a provozní tlak stlačeného vzduchu. V údajích výrobců se udávané objemové hodnoty průtoku vztahují k určitému provoznímu tlaku. Při různých provozních tlacích se mění maximální průtočné množství. O kolik se zmenší či zvětší průtočné množství se dá snadno určit přepočítávacích činitelů. Ty lze snadno většinou vzít z příslušných podkladů výrobce.

Na každém filtru vzniká tlaková ztráta, proto jsou na velmi výkonných filtrech montovány tlakoměry do hlavního filtru. Jejich použití umožňuje zjistit správný okamžik výměny jejich vložky. Běžně nastane okamžik výměny, když diferenciální tlak dosáhne asi  $0,06 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ . [3]

### **Volím filtr od firmy MTA B450 [8]**

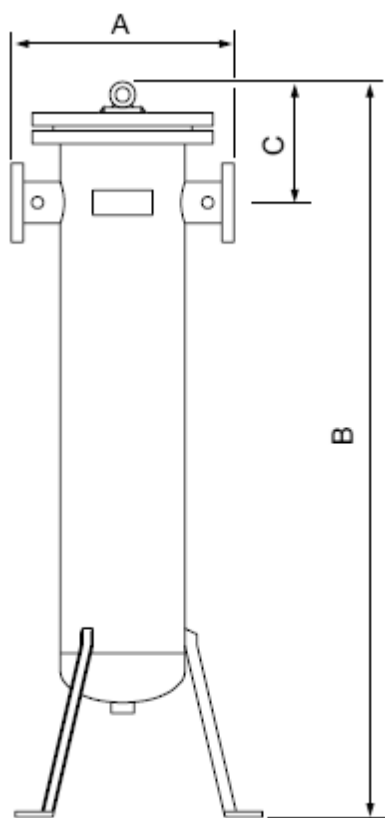
Specifikaci filtru MTA B450:

Těleso filtru je vyrobeno z uhlíkové oceli včetně nátěru, které je zobrazeno na Obr. 5.10.10. Filtr obsahuje vložky, které mohou být demontovány během několika vteřin. Filtr je vybaven diferenčním manometrem. Kvalita odfiltrovaného vzduchu se liší dle použité filtrační vložky, které jsou uvedené v Tab. 5.10.8.

Specifikace filtru:

- Maximální průtok vzduchu  $4\,500 \text{ m}_N^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Připojovací armatura DN 125
- Maximální provozní tlak  $1,2 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Hmotnost  $107 \text{ kg}$
- Počet filtračních vložek  $3 \text{ ks}$
- Vzdálenost přírub A =  $0,5 \text{ m}$
- Výška filtru B =  $1,668 \text{ m}$





B 360 - 900

Obr. 5.10.10 Těleso filtru [8]

Tab. 5.10.8 Typy filtračních vložek [8]

Filtrační řada	Kvalita vzduchu	Maximální obsah zbytkového oleje	Jmenovité počáteční ztráty tlaků
-	$\mu m$	$mg \cdot m^{-3}$	$bar$
P	3	-	0,04
M	1	0,5	0,05
S	0,01	0,01	0,08
A	0,01	0,003	0,05

## 4.12 Odlučovače kondenzátu

Vzniklý kondenzát tvořící se například ve vzdušníku, filtru nebo v potrubí je třeba odvést. Pro tento případ jsou tvořené odlučovače kondenzátu, které ve většině případu pracují zcela automaticky a odpadá tak obsluha a ruční odpouštění. V tomto případě volím

dva odlučovače kondenzátu jeden pro vzdušník a druhý pro filtr. Odlučovač kondenzátu pro potrubí není nutný, neboť kompresorová stanice nebude obsahovat žádné značné délky potrubních sítí.

Volím automaticky odlučovač kondenzátu od firmy JORC typ SMART GUARD PRO. [14]

Specifikace odlučovače JORC:

- Připojení vstup  $G 1/2$  “
- Připojení výstup  $G 1/2$  “
- Maximální pracovní tlak  $1,6 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- Rozsah pracovních teplot  $2 - 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Maximální výkon odlučovače  $0,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

#### 4.13 Separátor olej – voda

Vytékající kondenzát by mohl obsahovat zbytkové množství oleje, které nezachytí filtry. Znečištěný kondenzát olejem se v žádném případě nesmí vypustit do odpadního kanálu. V takovém případě se zařazují za odlučovače kondenzátu separátory olej – voda. Separátory oddělí zbytkové množství oleje od vody na přípustnou hodnotu, která se může vypouštět do běžného odpadního kanálu.

Volím separátor voda – olej, od firmy JORC model PURO GRAND. [14]

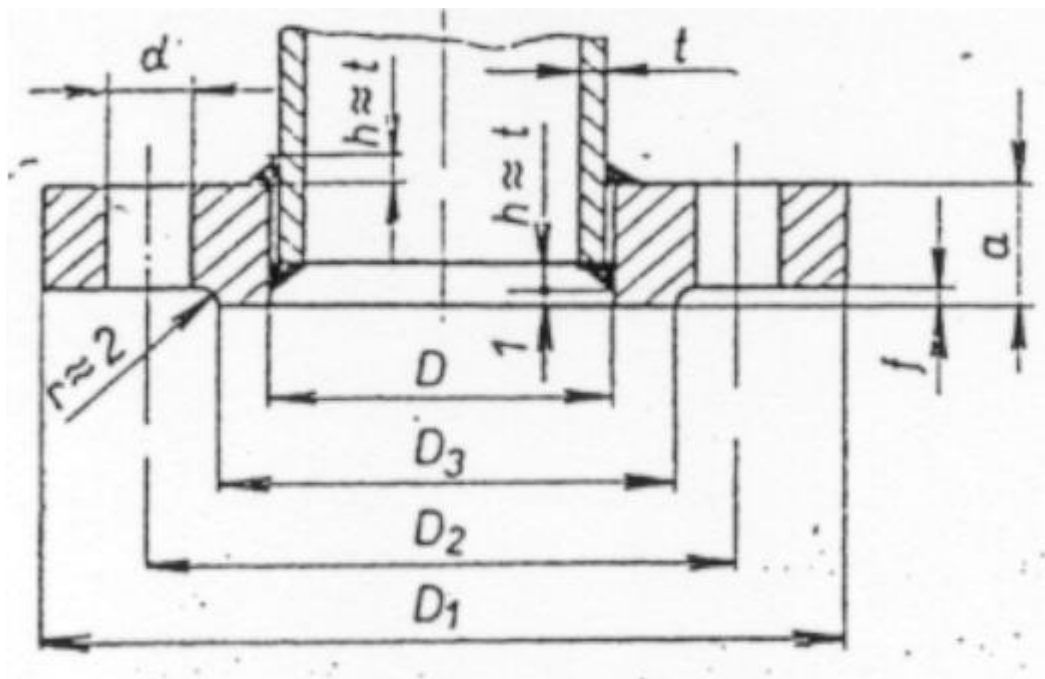
Specifikace separátoru JORC:

- Připojení vstup  $G 1/2$  “ (4x)
- Připojení výstup  $G 1/2$  “
- Maximální adsorpce oleje filtračním elementem 25 litrů
- Zbytková výstupní hodnotou olej ve vodě je méně než 10 mg v litru.
- Separátor je vybaven indikací přeplnění

#### 4.14 Příruba

Příruby slouží pro spojení vzdušníku s filtrem a přívodním potrubím ke kompresorům. Volím ploché příruby od firmy Steeling s.r.o. [16]

- Plochá příruba
- Maximální tlak  $1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$



Tab. 5.14.9 Rozměry příruby [16]

<i>DN</i>	<i>D</i>	<i>D1</i>	<i>D1</i>	<i>D3</i>	<i>a</i>	Šrouby		Trubka	<i>kg - ks</i>
						počet	závit	<i>d x t</i>	
<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>ks</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>l</i>
125	134	235	200	178	20	8	M16	133 x 4	4,5

V kompresorové stanici budou dva průměry potrubí. První potrubí většího průměru povede od vzdušníku ke kompresoru a od vzdušníku k filtru. Druhé potrubí bude spojit výstupní hrdla kompresorů s hlavním potrubím, které povede ke vzdušníku. Výpočet potrubí se zpravidla provádí tak, že pro průtok  $Q$  v daném úseku potrubí a zvolenou rychlost průtoku stlačeného vzduchu  $v$  se vypočte vnitřní průměr (světlost) potrubí  $d$ .

35

U velmi rozsáhlých sítí	$v = 5 \text{ až } 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
U vnitřních rozvodů a v závodech	$v = 10 \text{ až } 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
V přívodním potrubí ke spotřebiči	$v = 15 \text{ až } 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
V pneumatických ovládaných obvodech	$v = 20 \text{ až } 40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Výpočet průměru hlavního potrubí, které vede ke vzdušníku a bude pokračovat z kompresorové stanice. [1]

Dané parametry:

$$Q_N = 2000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$T_N = 293 \text{ K}$$

$$p_N = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$T_1 = 293 \text{ K}$$

$$p_1 = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$p_{bar} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$Q_{0,5} = \frac{p_N \cdot Q_N \cdot T_1}{(p_1 + p_{bar}) \cdot T_N} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 2000 \cdot 298}{(0,5 \cdot 10^6 + 0,1 \cdot 10^6) \cdot 293} = 339 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (5.15.11)$$

Rychlost potrubí volím  $v = 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Po úpravě, vzhledem k rozdílným rozměrům vstupních parametrů bude: [1]

$$d = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{Q_{0,5}}{v}} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{339}{15}} = 89,4 \text{ mm} = 0,089 \text{ m} \quad (5.15.12)$$

Vzhledem k tomu že připojovací rozměr vzdušníku je  $d = 0,125 \text{ m}$ , volím stejný průměr potrubí. Volím trubku bezešvou hladkou od firmy Feron, rozměr 133 x 4. schéma průřezu potrubí je na Obr. 5.15.12 . [9]

Specifikace potrubí:

Tloušťka stěny:  $t = 0,004 \text{ m}$

Vnější průměr:  $D = 0,133 \text{ m}$

Vnitřní průměr: DN125

Hmotnost:  $m = 12,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

- Výpočet spojovacího průměru potrubí vedeného od kompresoru k hlavnímu potrubí.

Vzhledem k tomu, že připojovací rozměr kompresoru je  $d = 0,05\text{ m}$ , volím stejný průměr potrubí. Volím hladkou bezešvou trubku od firmy Feron, schéma průřezu potrubí je, také na Obr. 5.15.12 . [9]

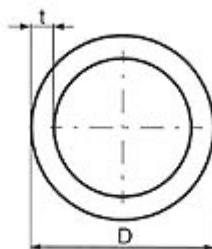
Specifikace potrubí:

Tloušťka stěny:  $t = 0,0036\text{ m}$

Vnější průměr:  $D = 0,057\text{ m}$

Vnitřní průměr: DN50

Hmotnost:  $m = 4,74\text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$



Obr. 5.15.12 [9]

Seznam použitých prvků v kompresorové stanici je uveden v Tab. 5.15.10 .  
V seznamu je varianta se třemi kompresory.

Tab. 5.15.10 Seznam použitých prvků

Název	Počet
-	ks
Kompresor	3
Vzdušník	1
Pojistný ventil	1
Vypouštěcí kohout	2
Uzavírací klapa	6
Kontrolní manometr	1
Odvětrávací kohout	1
Teploměr	1
Filtr	1
Odlučovač kondenzátu	2
Separátor voda-olej	1
Zpětná klapka	3
Uzavírací armatura-kompresor	3
Potrubí-vzdušník	1
Potrubí-kompresor	1
Příruby	8
Příslušenství k manometru	1

## **5 Cenová náročnost, technologie provozu, bezpečnost a stálost dodávky vzduchu**

### **5.1 Cenová náročnost**

Hlavním prvkem, ovlivňující cenu kompresorové stanice je kompresor. Počet zbývajících částí obvodu v kompresorové stanici je obdobný a cenu kompresorové stanice výrazně neovlivní. S ohledem na cenovou náročnost nemohu porovnat varianty kompresorových stanic, jelikož kompresory jsou určené pro průmyslovou výrobu stlačeného vzduchu. Kompresory nejsou dostupné pro běžné odběratele. Vzhledem k velké konkurenci firem jsou těžce dostupné ceny vybraných komponentů.

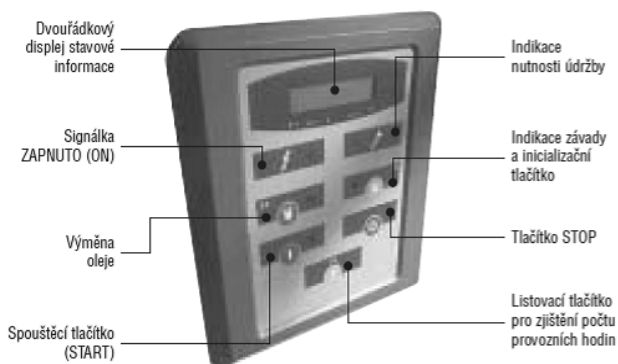
### **5.2 Technologie provozu**

Provoz kompresorové stanice zajišťují šroubové kompresory. V dnešní době jsou šroubové kompresory vybaveny moderními řídicími jednotkami. Například na řídicí jednotce lze nastavit rozsah tlaku, v jakém bude kompresor pracovat nebo také lze nastavit dobu provozu odlehčení – zatížení. Proto je velmi jednoduché přizpůsobit se různým technologickým podmínkám provozu. Optimální nastavení tlaku a doby zatížení – odlehčení, je docílená optimální spotřeba energie, projevující se v nákladech spotřebované energie. Moderní řídicí jednotky neslouží pouze pro nastavení různých hodnot kompresorů, ale slouží například k monitorování počtů provozních hodin, měření teploty, výstupního tlaku kompresoru. Hodnoty je možno zobrazit na displeji. Řídicí jednotka indikuje povinnou údržbu a případné závady, které se vyskytnou v průběhu provozu. Indikace servisních parametrů předchází neplánovanému odstavení kompresoru. Moderní řídicí jednotka, kterou jsou vybavené kompresory ORLÍK, je zobrazena na Obr. 6.2.13 .

Odpouštění kondenzátu zajišťují dva plně automatické odlučovače kondenzátu. Odpadá ruční odpouštění kondenzátu a manipulace s ventily. Odloučený kondenzát odtéká do separátoru olej – voda. Následný kondenzát, shromažďující se v separátoru, se může vypustit do běžného kanalizačního systému. Separátor je vybaven signalizací přeplnění. Pro rozpoznání výměny vložky filtru je filtr vybaven diferenčním manometrem.

Kompresory ROLLAIR® 40 - 75 X jsou vybaveny provozním monitorovacím systémem PCI 07, který indikuje nutnost údržby a umožňuje plánovat servisní práce.

Systém obsahuje obsáhlou soustavu displejů, výstražných signálů a indikátorů chyb a závad.



Pomocí řídicí jednotky reálného času je možno programovat spuštění a zastavení jednotky pomocí maximálně 56 časovačů a vytvořit tak provozní plán, zamezující produkci stlačeného vzduchu v době bez jeho odběru.

Systém PCI 07 je vybaven sériovým portem, který při připojení na jiný řídicí systém PCI 07 umožní, aby jeden kompresor řídil provozní cykly druhého kompresoru, takže odpadá potřeba vnějšího přepínače provozu.

### Displej

- výpis hodnoty výstupního tlaku jednotky, zjištěné tlakovým čidlem
- teplota oleje na výstupu jednotky
- poměr zátěž - chod naprázdno - zátěž
- počet provozních hodin pro většinu provozních veličin
- provozní stavová informace
- povaha závady a historické informace o poslední zjištěné závadě

### Poplachová signalizace pro

- výstupní teplotu kompresoru
- závadu hlavního motoru a přetížení turbíny
- závadu stykače hvězda-trojúhelník
- vysoký tlak
- restart bez tlaku
- závadu teplotního čidla
- závadu typu přehřátí a nízké teploty
- počet spouštěcích cyklů za hodinu

Obr. 6.2.13 Řídicí jednotka PCI 07 [17]

## 5.3 Bezpečnost a stálost dodávky vzduchu

Bezpečnost vyplývá z toho, že kompresorová stanice pracuje samostatně a plně automaticky. Obsluha pouze zadá parametry do řídicí jednotky kompresoru. Kompresorovou stanici je třeba kontrolovat s ohledem na vypouštění kondenzátu ze separátoru a výměnu filtračních vložek filtru. Intervaly odpouštění kondenzátu a výměny filtračních vložek závisí na okolní vlhkosti a na podmínkách v jakých bude kompresorová stanice pracovat.

Technologie provozu vyžaduje pokrýt 100 % dodávku vzduchu. Hodnota výroby stlačeného vzduchu nesmí poklesnout pod hodnotu  $2000 \text{ m}_N^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Stálost dodávky vzduchu zaručuje druhý náhradní kompresor, zaručující stálost dodávky vzduchu v případě poruchy jednoho z kompresorů. Náhradní kompresor a kompresory pracovní se musí mezi sebou prostřídávat po určitých intervalech. Nesmí docházet k dlouhodobému odstavení kompresoru. Po uvedení do provozu kompresoru, který byl dlouhodobě odstaven, může dojít k jeho zničení. Intervaly jsou dány provozními podmínkami kompresorové stanice a jsou zpravidla odstavovány od jednoho, až po několik týdnů.

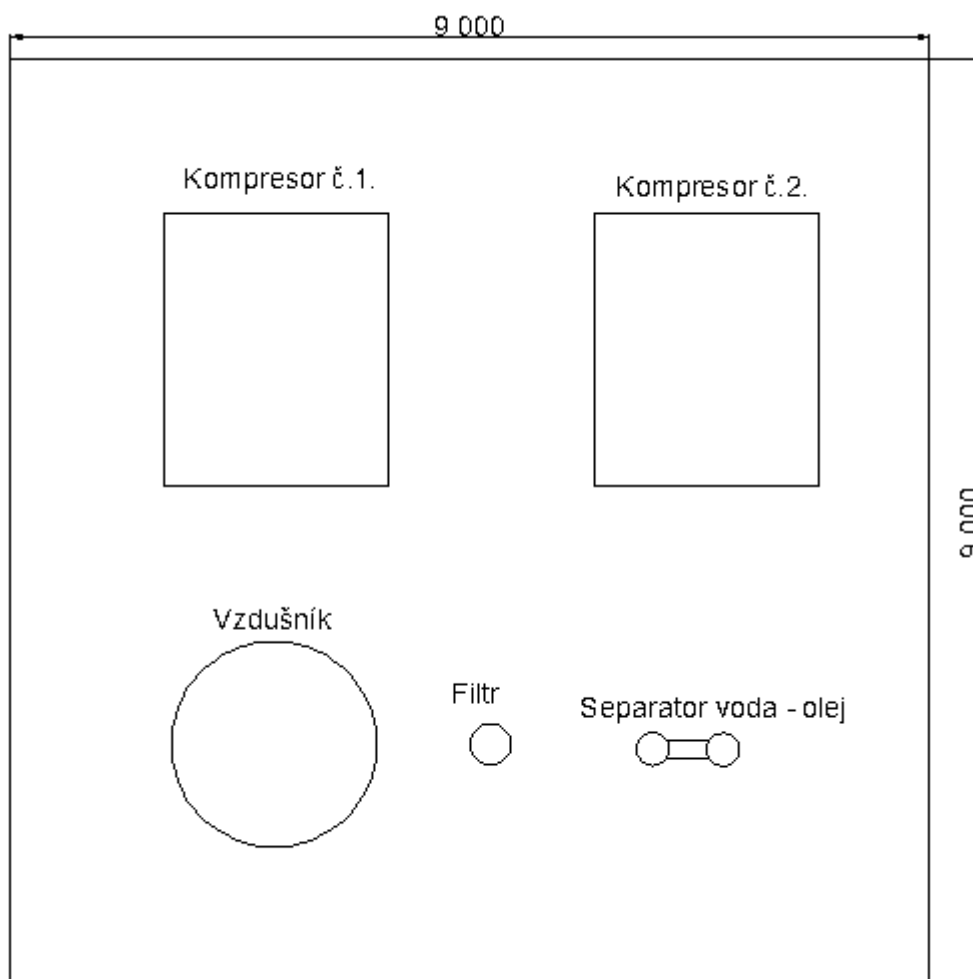


## 6 Zastavěná plocha

Určení zastavěné plochy pro jednotlivé varianty kompresorových stanic. Hlavním činitelem určení zastavěné plochy stanice bude hrát velkou roli počet kompresorů.

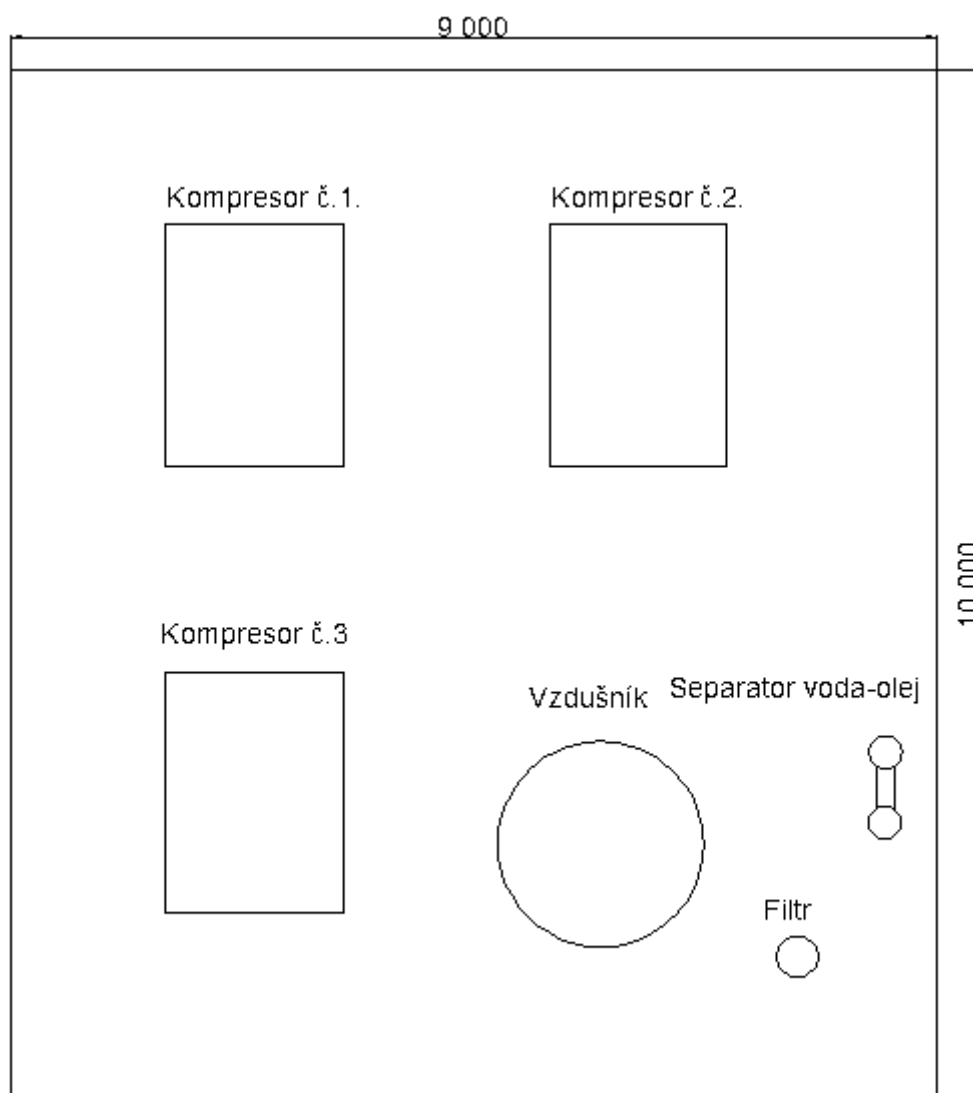
Varianta se dvěma kompresory v kompresorové stanici je zobrazena na obrázku Obr. 7.14 . Volím dostatečnou vzdálenost mezi kompresory a zbývajícími prvky pro případnou manipulaci a jejich údržbu. Kompresory nasávají vzduch z okolí, proto budova, ve které budou umístěny kompresory, musí mít dostatečné nasávací otvory. Kompresory pracují spolehlivě při teplotě okolí do 45 °C. V průběhu činnosti kompresoru vzniká přebytečné množství tepla. Vzniklé teplo musí být odváděno mimo kompresorovou stanici. V opačném případě by se teplota zvyšovala a znemožňovala by činnost kompresoru. Ke kompresorům se přivedou větrací šachty, vzniklé teplo budou odvádět mimo budovu. Přebytečné teplo může být využito k vytápění stanice v zimních měsících.

Zastavěná plocha kompresorové stanice činí  $S = 81 \text{ m}^2$ .



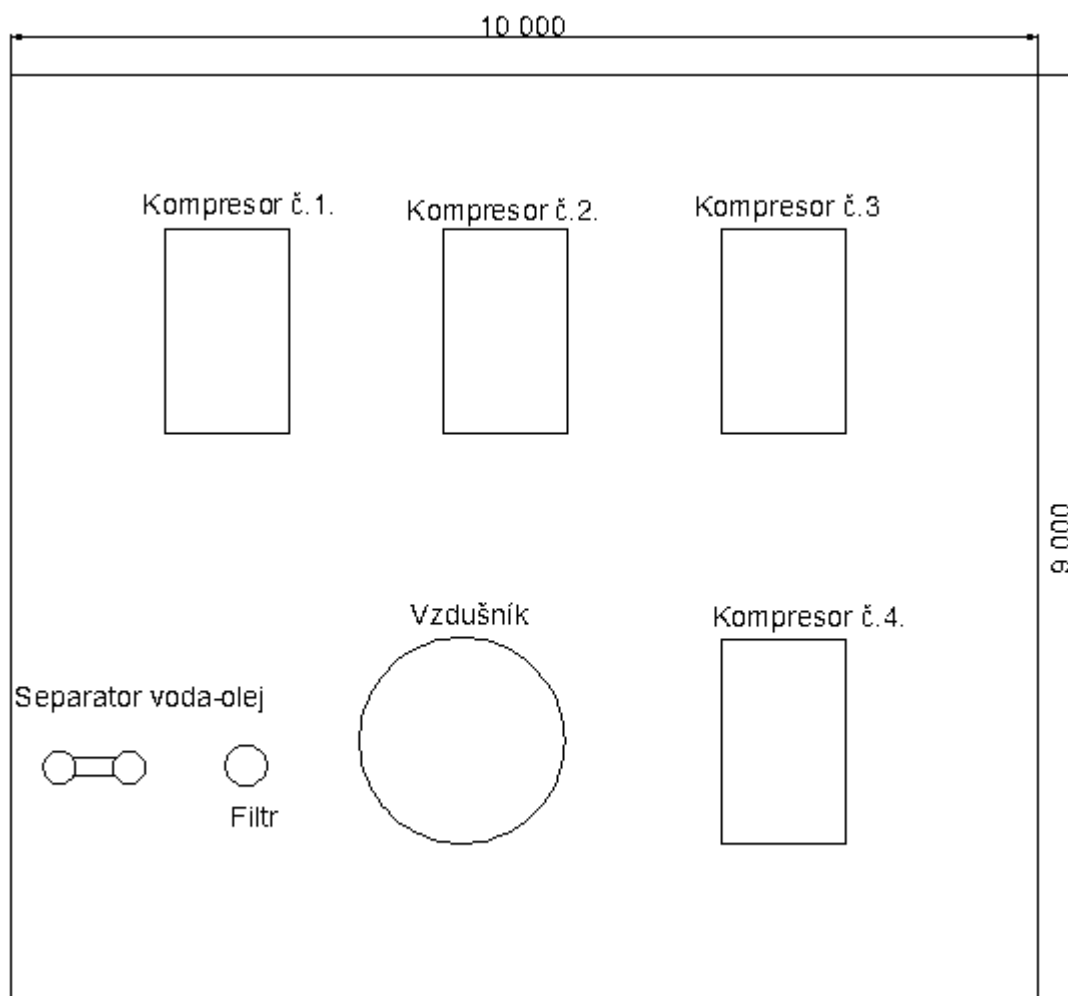
Obr. 7.14 Kompresorová stanice

Varianta se třemi kompresory v kompresorové stanici. Uspořádání kompresorové stanice je znázorněno na Obr. 7.15 Zastavěná plocha kompresorové stanice činí  $S = 90 \text{ m}^2$ .



Obr. 7.15 Kompresorová stanice

Varianta se čtyřmi kompresory v kompresorové stanici, je znázorněno na Obr. 7.16 .  
Zastavěná plocha kompresorové stanice činí  $S = 90 \text{ m}^2$ .



Obr. 7.16 Kompresorová stanice

Ze schémat kompresorových stanic je patrné, že zastavěná plocha v případě dvou velkých kompresorů je nejmenší. Ve zbývajících dvou případech je zastavěná plocha srovnatelná.

## 7 Schéma kompresorové stanice

Schémata kompresorových stanic, která jsou kreslená v programu automation studio jsou součástí vložené přílohy.

## 8 Závěr

Úkolem této bakalářské práce je navrhnout kompresorovou stanici pro technologii SNCR, která má dodávat maximální množství vzduchu  $2000 \text{ m}_N^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . V první řadě se práce zabývá vhodným výběrem kompresoru. Pro danou spotřebu vzduchu se používají šroubové kompresory. Následně jsem vybral kompresory od různých výrobců. V tabulkách jsem uvedl některé druhy šroubových kompresorů, běžně dostupné na trhu. Za úkol je srovnat různé varianty kompresorových stanic s vybranými kompresory, vycházející z provozní a energetické rozvahy. Srovnával jsem, zda provoz kompresorové stanice je hospodárnější s jedním velkým kompresorem, anebo se dvěma či třemi menšími kompresory. Na základě tohoto srovnání, jsem došel k závěru, že účinnost varianty s jedním nebo se dvěma hlavními kompresory je srovnatelná. Proto jsem zvolil variantu se dvěma hlavními kompresory a jedním záložním kompresorem. Tato Varianta je cenově přijatelnější, než provozovat kompresorovou stanici s velkým kompresorem a záložním o stejném výkonu.

V další části této práce jsem navrhnul dostatečně dimenzované základní části obvodu, zvolené dle zadáných parametrů. Jednotlivé prvky obvodu jsou uvedené včetně jejich specifikace.

V závěru této práce je navržnuta zastavěná plocha různých variant kompresorových stanic. Na základě návrhu základních částí obvodu je vypracován schematický obvod pro všechny tři varianty kompresorových stanic.

## 9 Seznam použité literatury

- [1] KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy*. Díl I. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 1996. 265 s. ISBN 80-7078-306-0.
- [2] Kolarčík, K. Kaminský, J. Pumpřla, O. *Kompresory*. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704.
- [3] AZ informační server. Kompresory tematický informační servery [online]. Jak co funguje. 2006. Dostupný z: <<http://www.az-kompresory.cz/jak-co-funguje.html>>
- [4] Orlík. Produkty [online]. Kompresory šroubové. 2007. Dostupný z: <<http://orlik.cz/cs/produkty.aspx?id=ey>>
- [5] Corex – Pardubice. Sortiment. [online]. Klapky zpětné. COREX– Pardubice, s.r.o. 2008. Dostupný z: <<http://www.corex-pardubice.cz/sortiment/klapky-zpetne.aspx>>
- [6] Vescom. Vzdušníky-vescom-stojaté [online]. Vzdušníky 2007-2010. Dostupný z: <<http://www.vescom.cz/cz/vzdusniky-vescom-stojate-100-10000-litru-pn-11-resp-pn-16>>
- [7] Fluidtechnik Bohemia. Katalog průmyslové armatury [online]. Pojistné ventily. FLUIDTECHNIK BOHEMIA, s.r.o. 2006-2008. Dostupný z: <<http://www.fluidbohemia.cz/index.php?PHPSESSID=h1o0023nb1bfi9e39ikrnc8dg6&desktop=clanky&id=43>>
- [8] Vescom. Kompresory [online]. Filtry. 2007-2010. Dostupný z: <<http://www.vescom.cz/?page=cz,id,vzduch-101001&sprava=view>>
- [9] Feron. Sortiment katalog [online]. Trubky bezešvé hladké kruhové. Feron, a.s. 2004-2010. Dostupný z: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=27839>>
- [10] Kompresory kartous. Šroubové kompresory [online]. Šroubové kompresory RLR. Dostupný: <[http://www.kartous.cz/sroubove\\_kompresory\\_rlr.html](http://www.kartous.cz/sroubove_kompresory_rlr.html)>

- [11] Ing. Zdeněk Štuksa. Konstrukce a výroba jednoúčelových strojů a automatizační techniky [online]. Kulové ventily. Ing. Zdeněk Štuksa s.r.o. Dostupný z: <<http://www.ingstuksa.cz/e-shop/kulove-ventily/standartni-kulove-ventily-bez-redukce-prutoku/>>
- [12] Stasto. Průmyslové armatury [online]. Uzavírací klapky. STASTO automation s.r.o. 2002-2010. Dostupný z: <<http://www.stasto.cz/catalogue.aspx?parent=c5f3daca-aba5-4013-8d5f-aabf0ef1035c>>
- [13] Veskom. Filtry [online]. Filtry M.T.A. Veskom s.r.o. 2007-2010. Dostupný z: <<http://www.vescom.cz/?page=cz,id,vzduch-101001&sprawa=view>>
- [14] Veskom. Odvaděče kondenzátu [online]. Odvaděče kondenzátu JORC. Veskom s.r.o. 2007-2010. Dostupný z: <<http://www.vescom.cz/cz/smart.guard-pro>>
- [15] Ramses. Katalog produktů [online]. Teploměry. 2009. Dostupný z: <[http://www.ramses.cz/files/katalog/teplomery/teplomer\\_bith.pdf](http://www.ramses.cz/files/katalog/teplomery/teplomer_bith.pdf)>
- [16] Steeling. Průmyslové armatury [online]. Příruby ploché. Steeling s.r.o. Dostupný z: <<http://www.steeling.cz/stranky/o-firme.htm>>
- [17] Januška kompresory [online]. Šroubové kompresory rollair. Januška kompresory s.r.o. 2008 Dostupný z: <[http://www.volny.cz/jjanuska/download/prospekt\\_sroubove\\_RLR.pdf](http://www.volny.cz/jjanuska/download/prospekt_sroubove_RLR.pdf)>

### Poděkování

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Tomášovi Blejchařovi, Ph.D. za ochotu při odborných konzultacích a za cenné připomínky, rady a podněty při tvorbě této bakalářské práce.

## **10 Seznam příloh**

Příloha A – Schéma kompresorové stanice, varianta se dvěma kompresory, WAN023-01

Příloha B – Schéma kompresorové stanice, varianta se třemi kompresory, WAN023-02

Příloha C – Schéma kompresorové stanice, varianta se čtyřmi kompresory, WAN023-03